

- охрана труда на предприятиях топливно-энергетического комплекса. – 2011. – № ОВ9. – С. 25-36. – М.: издательство «Горная книга».
7. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю., Тимофеев В.Ю. Обзор волновых передач возможных к применению в трансмиссии геохода // Горное машиностроение: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). - 2010. - №ОВ3 - 464 с. – М.: издательство «Горная книга». С. 137-149.
 8. Аксенов В.В., Блащук М.Ю., Тимофеев В.Ю. Разработка схемного решения привода геохода с волновой передачей с промежуточными телами качения // Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2012. – № ОВ3.– 552 С. – С. 60-68. – М.: издательство «Горная книга».
 9. Аксенов В.В., Тимофеев В.Ю. Создание схемного решения привода геохода с волновой передачей с промежуточными телами качения с полым валом // Вестник КузГТУ. 2012. № 6. С. 41-44.
 10. A.B. Efremenko, V.Yu. Timofeev Determination of Necessary Forces for Geohod Movement // The 7th International Forum on Strategic Technology IFOST2012, IEEE Catalog Number: CFP12786-PRT, ISBN: 978-1-4673-1770-2, Tomsk Polytechnic University September 17-21. Pp. 211-214.
 11. Ландау Л.Д., Лившиц Е.М. Теория упругости. – М.: Наука, 1987. – 246 с.
 12. Беляев А.Е., Механические передачи с промежуточными телами повышенной точности и долговечности. Учебное пособие – Томск: изд. ТПИ им. С.М. Кирова, 1986. - 60 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПОЛЫМ ВАЛОМ И ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ В ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА

*В.Ю. Тимофеев***, к.т.н., доц., м.н.с., В.Ю. Бегляков***, к.т.н., доц., м.н.с.,
М.В. Дохненко*, студент*

** Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского
Томского политехнического университета
652055, Кемеровская обл., г. Юрга, ул. Ленинградская, 26*

***Институт угля Сибирского отделения наук Российской академии наук
652050, г. Юрга, ул. Ленинградская 26, тел. (38-451) 6-26-83*

E-mail: tv-ytitpu@mail.ru, 55vva42@mail.ru, maksim555_90@mail.ru

В настоящее время группой ученых ведутся работы по разработке и научному обоснованию параметров систем геохода нового поколения, поэтому разработка вариантов конструктивных решений геохода и его систем, а также методик их расчета является актуальной научно-практической задачей.

На сегодняшний день выработаны требования ко всем основным системам геохода [1]. Одной из главных систем геохода является его трансмиссия, так как именно трансмиссия создает необходимый вращающий момент и тяговое усилие на внешнем движителе, обеспечивает скоростные параметры его перемещения и напорное усилие на исполнительном органе [2].

Один из вариантов конструктивного решения предполагает использование волновой передачи с промежуточными телами качения (ВППТК) в трансмиссии геохода [3]. В существующих решениях трансмиссии геохода в качестве привода используются гидроцилиндры, расположенные по хордам окружности корпуса геохода [4]. Такое техническое решение имеет ряд существенных недостатков, таких как: неравномерность и цикличность вращения головной секции, существенные динамические нагрузки на корпус, существенная нагрузка на корпус в местах крепления гидроцилиндров [5]. Применение ВППТК в трансмиссии геохода вполне перспективно т.к. при ее использовании повышается плавность работы, снижаются динамические нагрузки на корпус геохода. Конструктивные особенности геохода обуславливают необходимость разработки нового типа ВППТК – с полым валом. В работе [6] определено схемное решение трансмиссии геохода с ВППТК с полым валом, наиболее соответствующее требованиям, предъявляемым к трансмиссии геохода, поэтому определение усилий, возникающих при взаимодействии элементов ВППТК, является актуальной научно-практической задачей.

Параметры силового распределения в ВППТК определяют усилия и вращающие моменты возникающие от взаимодействия между генератором волн, сепаратором, зубчатым венцом и роликом

(рисунок 1). Конструктивный элемент в виде сквозного отверстия в генераторе волн определяет габарит свободного пространства L необходимый для размещения оборудования геохода. В ВППТК одновременно находятся в зацеплении (в работе) 30...50% от общего числа роликов [7]. Для создания тягового усилия трансмиссией необходимо что бы вращающий момент на зубчатом венце M_B был больше требуемого внешнего момента [2]. При работе ВППТК в контактных парах «генератор волн–ролик», «зубчатый венец–ролик» и «сепаратор–ролик» создаются активные и возникают реактивные усилия F_G, F_B, F_C соответственно. Силы, воздействующие на ролик, представляют собой систему сходящихся сил, которую рассматриваем относительно системы координат, связанной с роликом и зубчатым венцом. Ось ординат данной системы проходит через центр зубчатого венца O_B (центр сепаратора O_C) и центр i -го ролика, находящегося в зацеплении, ось абсцисс – перпендикулярна оси ординат.

Силовое взаимодействие роликов и элементов ВППТК происходит при вращении генератора волн. Текущий угол поворота генератора обозначен φ_G , зацепление в передаче происходит на участке φ^* . При этом активная сила, возникающая от генератора волн на ролике F_G , воздействует по линии соединяющей центр генератора волн O_G с точкой взаимодействия ролика и генератора. Угол между линиями, соединяющими точку O_G и точку взаимодействия генератора волн и осью y , является углом давления на ролик ψ_P .

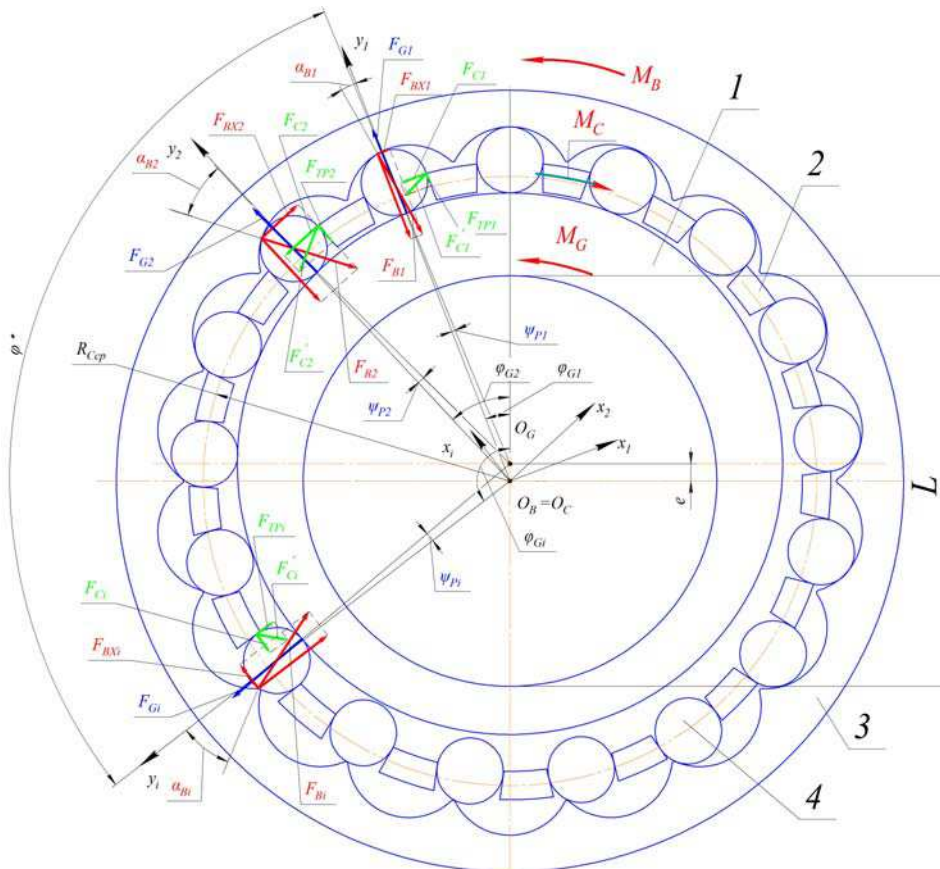


Рис. 1. Схема взаимодействия в элементах ВППТК с полым валом
 1 – генератор волн, 2 – сепаратор, 3 – зубчатый венец, 4 – тело качения (ролик),
 L – габарит свободного пространства

В точке контакта ролика с зубчатым венцом возникает реактивная сила F_B , которая воздействует по линии, соединяющей точку взаимодействия и центр ролика. Угол α_B между линиями, соединяющими точку взаимодействия с центром ролика и осью y , является углом передачи движения.

В точке контакта ролика и сепаратора возникает реактивная сила F_C , линия действия которой перпендикулярна плоскости перемычки сепаратора. В связи с тем, что при совершении рабочего хода, ролик ВППТК двигается от центра сепаратора O_C , на плоскости перемычки возникает сила трения

F_{TP} , направление которой – вдоль плоскости перемычки сепаратора. Полная сила трения F'_C равна векторной сумме данных сил: $\overline{F}_C + \overline{F}_{TP}$. Линия действия силы F'_C отклонена от линии действия силы F_C на угол трения φ_{TP} .

Вращающий момент M_B образуется на зубчатом венце за счет суммирования проекций реакции зубчатого венца F_{Bi} от воздействия i -го ролика, находящегося в зацеплении, на ось x_i , при плече момента равном среднему радиусу сепаратора R_{Ccp} :

$$M_B = \sum_{i=1}^{Z_{P3}} F_{Bxi} \cdot R_{Ccp} \quad (1)$$

где F_{Bxi} – проекция реакции зубчатого венца от воздействия i -го ролика, находящегося в зацеплении, на ось x_i , Н;

R_{Ccp} – средний радиус сепаратора передачи, м;

Z_{P3} – число роликов в передаче одновременно находящихся в зацеплении.

Проекция реакции зубчатого венца от воздействия i -го ролика, находящегося в зацеплении, на ось x_i ,

$$F_{Bxi} = F_{Bi} \cdot \sin \alpha_{Bi} \quad (2)$$

где α_{Bi} – угол передачи движения для i -го ролика, находящегося в зацеплении, град;

F_{Bi} – сила воздействия ролика на зубчатый венец, град.

Средний радиус сепаратора передачи:

$$R_{Ccp} = d_p \cdot Z \cdot (1 + K_{МП}) / 2\pi \quad (3)$$

где d_p – диаметр ролика передачи, мм;

Z – общее число роликов в передаче;

$K_{МП}$ – коэффициент ширины перемычки сепаратора;

Число роликов в передаче одновременно находящихся в зацеплении:

$$Z_{P3} = K_{P3} \cdot Z \quad (4)$$

где K_{P3} – коэффициент числа роликов одновременно находящихся в зацеплении, $K_{P3} = 0,3 \dots 0,5$ [7].

Передаточное отношение передачи q при остановленном сепараторе [6]:

$$q = Z + 1 \quad (5)$$

Вращающий момент на генераторе волн M_G :

$$M_G = M_B / q \quad (6)$$

Реактивный момент на сепараторе [7]:

$$M_C = (q - 1) \cdot M_G \quad (7)$$

Реактивный момент на сепараторе, выраженный через M_B :

$$M_C = \frac{Z}{q} \cdot M_B \quad (8)$$

Вращающие моменты на генераторе волн, зубчатом венце и сепараторе постоянны.

Вращающий момент M_B уравнивается внешним моментом M_{BP} . Момент M_C уравнивается реакцией в заделке.

Нормальная сила реакции на i -ой перемычке сепаратора прямо пропорциональна крутящему моменту на сепараторе, отнесенному к среднему радиусу сепаратора, и распределена между роликами находящимися в зацеплении:

$$F_{Ci} = \frac{M_C}{R_{Ccp} \cdot Z_{P3}} \quad (9)$$

Полная сила реакции на i -ой перемычке сепаратора:

$$F'_{Ci} = \frac{F_{Ci}}{\cos \varphi_{TP}} \quad (10)$$

где φ_{TP} – угол трения стали по стали при наличии смазки ($\varphi_{TP} = 2,86^\circ \dots 5,72^\circ$).

Сила трения скольжения ролика по перемычке сепаратора:

$$F_{TPi} = F_{Ci} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP} \quad (11)$$

При движении ролик находится в равновесии под действием реакций сепаратора, генератора, венца и силы трения о поверхность перемычки сепаратора (рисунок 2).

Уравнение сил на ось x_i для i -го, находящегося в зацеплении, ролика:

$$\sum F_{Xi} = F_{Bi} \cdot \sin \alpha_{Bi} - F_{Ci} - F_{Gi} \cdot \sin \psi_{Pi} = 0 \quad (12)$$

Уравнение сил на ось y_i для i -го ролика, находящегося в зацеплении:

$$\sum F_{Yi} = F_{Gi} \cdot \cos \psi_{Pi} - F_{Bi} \cdot \cos \alpha_{Bi} = 0 \quad (13)$$

Силу трения F_{TP} на данном этапе не учитываем, в виду ее малого значения. Уравнения (12), (13) относятся к одной системе сил:

$$\begin{cases} F_{Bi} \cdot \sin \alpha_{Bi} - F_{Ci} - F_{Gi} \cdot \sin \psi_{Pi} = 0 \\ F_{Gi} \cdot \cos \psi_{Pi} - F_{Bi} \cdot \cos \alpha_{Bi} = 0 \end{cases} \quad (14)$$

Реакция в зубчатом венце от воздействия i -го ролика, находящегося в зацеплении:

$$F_{Bi} = F_{Gi} \cdot \frac{\cos \psi_{Pi}}{\cos \alpha_{Bi}} \quad (15)$$

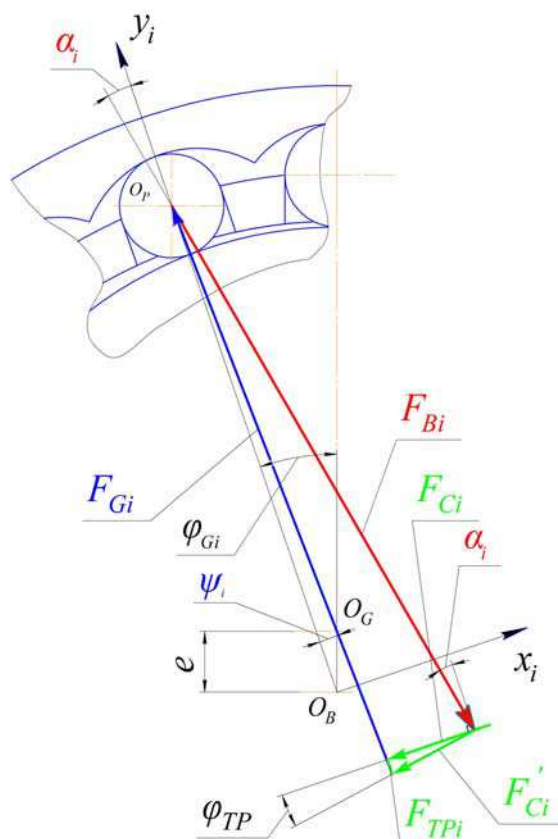


Рис. 2. План сил, приложенных к ролику

Реакция в генераторе волн от воздействия i -го ролика, находящегося в зацеплении:

$$F_{Gi} = \frac{F_{Ci}}{\left(\frac{\cos \psi_{Pi} - \sin \psi_{Pi}}{\cos \alpha_{Bi}} \right)} \quad (16)$$

Угол α_{Bi} [8]:

$$\alpha_{Bi} = \operatorname{arctg} \left(\frac{q \cdot e \cdot \sin \varphi_{Gi}}{\sqrt{R_{\Sigma}^2 - e^2 \cdot \sin^2 \varphi_{Gi}}} \right), \quad (17)$$

Угол ψ_{Pi} [8]:

$$\psi_{Pi} = \operatorname{arctg} \left(\frac{e \cdot \sin \varphi_{Gi}}{R_{\Sigma} - e \cdot \cos \varphi_{Gi}} \right) \quad (18)$$

где e – эксцентриситет передачи, м;

R_{Σ} – плечо взаимодействия генератора волн и ролика передачи, м.

Плечо взаимодействия генератора волн и ролика передачи [7]:

$$R_{\Sigma} = \frac{d_P}{2} + R_G \quad (19)$$

где R_G – радиус генератора волн, м.

После преобразования F_{Gi} из (16) с учетом (17) и (18):

$$F_{Gi} = F_{Ci} \cdot \frac{\cos \alpha_{Bi}}{\sin(\alpha_{Bi} + \psi_{Pi})} \quad (20)$$

Так как углы α_B и ψ_P меняются в зависимости от изменения φ_G , то на участке зацепления, силы действуют на генератор волн и зубчатый венец неодинаково и величина воздействия зависит от угла поворота генератора волн φ_G .

Для диаметра геохода 3,7 м, при $M_B=1,75 \cdot 10^6$ Н·м и $K_{P3}=0,3$ построены графики зависимостей усилий в зубчатом венце F_B , генераторе волн F_G и сепараторе F_C от текущего угла поворота генератора φ_G (рисунок 3).

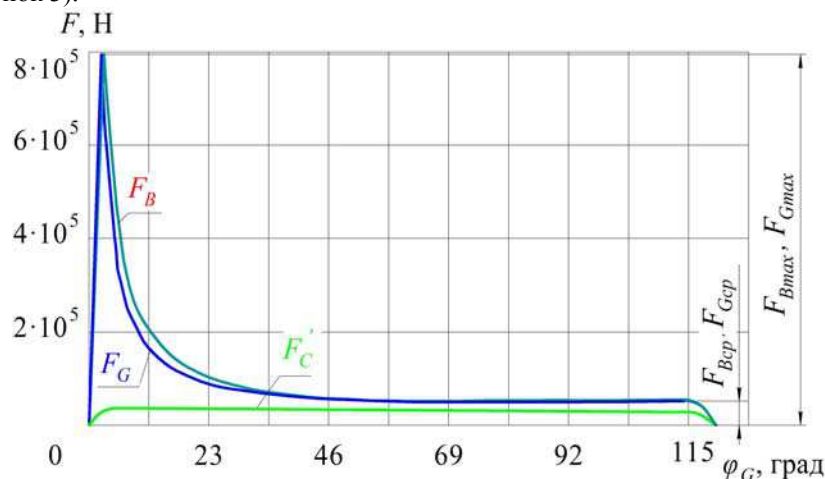


Рис. 3. Влияние угла поворота генератора волн φ_G на усилия, возникающие в элементах ВППТК

Анализ графика показывает что, на начальном этапе поворота генератора имеет место скачкообразное изменение усилий в зубчатом венце F_B и генераторе волн F_G . Возникающие максимальные усилия F_{Bmax} и F_{Gmax} снижаются до средних значений F_{Bcp} и F_{Gcp} в пределах 1/3 от угла зацепления φ^* . Возникающие максимальные усилия обуславливают необходимость введения в расчетные зависимости для определения основных геометрических параметров передачи коэффициента неравномерности нагрузки K_{HH} , который будет равен отношению максимального усилия к среднему:

$$K_{HH} = F_{Bmax} / F_{Bcp} = F_{Gmax} / F_{Gcp} \quad (21)$$

Значения K_{HH} будет зависеть от габаритов передачи и необходимого вращающего момента на зубчатом венце. Для геохода диаметром 3,7 м, при $M_B=1,75 \cdot 10^6$ Н·м и $K_{P3}=0,3$ значение $F_{Bmax} \approx F_{Gmax} \approx 7,96 \cdot 10^5$ Н, $F_{Bcp} \approx F_{Gcp} \approx 0,49 \cdot 10^5$ Н, значение $K_{HH} \approx 16$.

Полученные зависимости являются математической моделью взаимодействия элементов ВППТК в трансмиссии геохода. Данная модель позволяет определить параметры силового распределения между элементами ВППТК при работе в трансмиссии геохода. Значения усилий и вращающих моментов, полученные с использованием данной модели, возможно применить для определения

прочностных параметров материала тела качения, генератора волн, сепаратора и зубчатого венца, а также геометрических параметров элементов ВППТК с полым валом.

Литература.

1. Формирование требований к основным системам геодохода // Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Садовец В.Ю., Блащук М.Ю., Бегляков В.Ю., Тимофеев В.Ю. – Перспективы развития горно-транспортных машин и оборудования: Сборник статей. Отдельный выпуск Горного информационного аналитического бюллетеня (научно-технического журнала). – 2009. – 10. – 432. – М.: Издательство «Горная книга» (Горный инженер). С. 107–118.
2. Determination of Necessary Forces for Geohod Movement // Efremenkov, A.B., Timofeev, V.Yu., The 7th International Forum on Strategic Technology IFOST2012, IEEE Catalog Number: CFP12786-PRT, ISBN: 978-1-4673-1770-2, Tomsk Polytechnic University September 17-21. Pp. 211-214.
3. Обзор волновых передач возможных к применению в трансмиссии геодохода // Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю., Тимофеев В.Ю. Горное машиностроение: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). - 2010. - №0В3 - 464 с. – М.: издательство «Горная книга». С. 137-149.
4. Vladimir V. Aksenov, Mikhail Yu. Blaschuk, Mikhail V. Dubrovskii. Estimation of torque variation of geohod transmission with hydraulic drive // Applied Mechanics and Materials. Vol. 379 (2013). Pp.. available at: <http://www.scintific.net>.
5. Разработка и анализ возможных вариантов гидропривода в трансмиссии геодохода // Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю., Тимофеев В.Ю. Горное машиностроение: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). - 2010. - №0В3 - 464 с. – М.: издательство «Горная книга». С. 184-194.
6. Синтез вариантов схемных решений трансмиссии геодохода с волновой передачей // Аксенов В.В., Тимофеев В.Ю. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (Scientific And Technical Journal). – М.: Издательство «Горная книга». – 2013.– № 0В6. – 532 с. С. 426–439.
7. Беляев А.Е., Механические передачи с промежуточными телами повышенной точности и долговечности. Учебное пособие – Томск: изд. ТПИ им. С.М. Кирова, 1986. - 60 с.
8. Отчет о НИР. Разработка методик расчета редуктора повышенной точности и долговечности. УДК621.833.1. Инв. номер гос. регистрации № 0188.0081983. 1988. С. 53.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИЁМОВ И СРЕДСТВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЗАБОЯ СКВАЖИН

Г.А. Цветков, д.т.н., проф., В.И. Костицын, д.т.н., проф.*

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

614990, г.Пермь, Комсомольский проспект, 29, тел. +79082474136

E-mail: zvetkov71043@mail.ru

**Пермский государственный национальный исследовательский университет*

614990, г. Пермь, ул. Букирева, 15, тел. +73422396326

E-mail: info@psu.ru

Введение

Координаты пространственного положения забоя обсаженных и необсаженных скважин определяют на основе регистрации времени распространения акустических сигналов от точек их возбуждения на дневной поверхности в районе устья скважины до забоя.

Одним из направлений совершенствования методов и средств сейсморазведки является развитие способов и средств возбуждения упругих колебаний [1,2]. Обычно генерируемый сигнал распространяется в виде продольной волны, однако вследствие наличия отклонений геометрических и весовых характеристик ГСК возможно возбуждение поперечных волн, приводящих к смещению вектора колебательного ускорения в точке приема. Целью данной работы является рассмотрение одного из вариантов уменьшения величины поперечной волны.

Схема генератора сейсмических колебаний (ГСК) минометно-плунжерного типа приводится на рис.1.